

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 03-244863

(43)Date of publication of application : 31.10.1991

(51)Int.Cl.

F16H 61/00
// F16H 9/00
F16H 59:24

(21)Application number : 02-042122

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP

(22)Date of filing : 22.02.1990

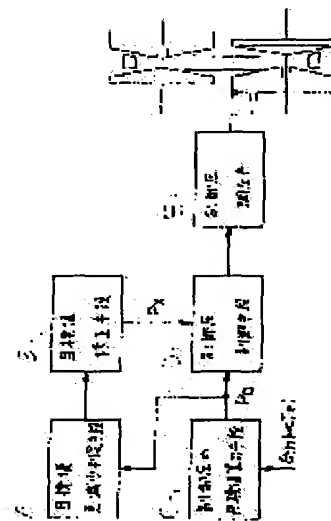
(72)Inventor : HAYASHI TAKASHI

(54) HYDRAULIC CONTROLLER OF BELT TYPE CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION FOR VEHICLE

(57)Abstract:

PURPOSE: To keep off any slip of a driving belt by correcting a desired value so as to be varied more gently than the calculated desired value when a sudden reduction in a control pressure desired value of a hydraulic actuator is judged.

CONSTITUTION: In relation to the sudden return operation of an accelerator pedal, when a desired value calculated on the basis of input torque in a belt continuously variable transmission is so judged that it is suddenly decreased by a desired value sudden decrement judging means A, a control pressure desired value calculated by a desired value calculating means C is corrected so as to vary it more gently than the sudden reduction in the desired value calculated by a desired value correcting means B. A control pressure control means D drives a control pressure control valve E in accordance with the corrected desired value, thereby controlling hydraulic pressure for a hydraulic actuator of the belt continuously variable transmission. Thus, any slip in a driving belt is preventable.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

⑨ 日本国特許庁(JP)

⑩ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A)

平3-244863

⑮ Int. Cl.⁹

識別記号

庁内整理番号

⑬ 公開 平成3年(1991)10月31日

F 16 H 61/00
// F 16 H 9/00
F 16 H 59:24

8814-3J

8814-3J

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全22頁)

⑭ 発明の名称 車両用ベルト式無段変速機の油圧制御装置

⑯ 特 願 平2-42122

⑰ 出 願 平2(1990)2月22日

⑱ 発 明 者 林 孝 士 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
⑲ 出 願 人 トヨタ自動車株式会社 愛知県豊田市トヨタ町1番地
⑳ 代 理 人 弁理士 池田 治幸 外2名

明 細 書

1. 発明の名称

車両用ベルト式無段変速機の油圧制御装置

2. 特許請求の範囲

伝動ベルトが巻き掛けられた一对の変速プーリと、該変速プーリに該伝動ベルトに対する挟圧力を付与するための油圧アクチュエータとを備え、該伝動ベルトを介して動力を伝達する車両用ベルト式無段変速機において、予め定められた関係から少なくとも前記ベルト式無段変速機の入力トルクに応じて目標値を算出する目標値算出手段と、前記油圧アクチュエータに作用させる制御圧が該目標値となるように制御圧調圧弁を駆動する制御圧制御手段とを含む形式の油圧制御装置であって、

前記算出された目標値が急速に減少したことを判定する目標値急減少判定手段と、

該目標値急減少判定手段により前記算出された目標値が急速に減少したと判定された場合には、該算出された目標値よりも緩やかに変化するように該目標値を修正する目標値修正手段と

を含むことを特徴とする車両用ベルト式無段変速機の油圧制御装置。

3. 発明の詳細な説明

産業上の利用分野

本発明は、車両用ベルト式無段変速機の油圧制御装置に関し、特に、伝動ベルトに対する挟圧力の制御を改良する技術に関するものである。

従来の技術

伝動ベルトが巻き掛けられた一对の変速プーリと、その変速プーリに伝動ベルトに対する挟圧力を付与するための油圧アクチュエータとを備え、伝動ベルトを介して動力を伝達する車両用ベルト式無段変速機において、予め定められた関係から少なくとも前記ベルト式無段変速機の入力トルクに応じて目標値を算出し、前記油圧アクチュエータに作用させる制御圧がその目標値となるように制御圧調圧弁を駆動するための制御量を変化させる形式の油圧制御装置が知られている。たとえば、実開昭60-194656号公報に記載されたものがそれである。この油圧制御装置においては、

伝動ベルトに対する挟圧力が車両状態に応じた最適な目標値となるように制御圧を調圧する制御圧調圧弁を作動させるための制御量を変化させるように構成されていることから、伝動ベルトの滑りが発生しない範囲で最小の値となるように制御圧が調圧されるので、動力損失が可及的に低くされる特徴がある。

発明が解決すべき課題

ところで、上記従来の油圧制御装置においては、予め定められた関係から、実際のベルト式無段変速機の入力トルク（たとえば、スロットル弁開度）およびベルト式無段変速機の変速比に基づいて目標値が決定され、その目標値が得られるように制御圧調圧弁を駆動するための制御量に変化させられるのであるが、制御圧調圧弁の出力圧のアンダーシュートや応答遅れなどに起因して、車両のアクセルペダルが一旦踏込操作されてから急に原位置へ戻された場合や、その後再び急に踏込操作された場合には、伝動ベルトのすべりが発生する場合があった。

に減少したことを判定する目標値急減少判定手段と、(b)その目標値急減少判定手段により前記算出された目標値が急速に減少したと判定された場合には、その算出された目標値よりも緩やかに変化するようにその目標値を修正する目標値修正手段とを、含むことにある。

作用および発明の効果

このようにすれば、アクセルペダルの急な戻し操作に関連して、目標値急減少判定手段により、ベルト式無段変速機の入力トルクに基づいて算出された目標値が急速に減少したと判定された場合には、目標値修正手段において、その算出された目標値の急減少よりも緩やかに変化するようにその目標値が修正されるとともに、その修正後の目標値が得られるように前記制御圧が変化させられる。このため、アクセルペダルの急な戻し操作が行われても、制御圧が緩やかに減少させられるので、制御圧調圧弁の出力圧のアンダーシュートや応答遅れに拘わらず、前記目標値よりも実際の制御圧が低くなることが好適に防止される。したが

本発明は以上の事情を背景として為されたものであり、その目的とするところは、アクセルペダルが一旦踏込操作されてから急に原位置へ戻された場合や、それから再び急に踏込操作された場合でも、伝動ベルトのすべりが発生しない油圧制御装置を提供することにある。

課題を解決するための手段

斯る目的を達成するための本発明の要旨とするところは、第1図の本発明に関する主要図に示すように、伝動ベルトが巻き掛けられた一対の可変プーリと、その可変プーリにその伝動ベルトに対する挟圧力を付与するための油圧アクチュエータとを備え、その伝動ベルトを介して動力を伝達する車両用ベルト式無段変速機において、予め定められた関係から少なくとも前記ベルト式無段変速機の入力トルクに応じて目標値を算出する目標値算出手段と、前記油圧アクチュエータに作用させる制御圧がその目標値となるように制御圧調圧弁を駆動する制御圧制御手段とを含む形式の油圧制御装置であって、(a)前記算出された目標値が急速

って、アクセルペダルが一旦踏込操作されてから急に原位置へ戻された場合や、それから更に急に踏込操作が行われた場合でも、伝動ベルトのすべりが解消されるのである。

実施例

以下、本発明の一実施例を図面に基づいて詳細に説明する。

第2図において、エンジン10の動力は、ロックアップクラッチ付流体継手12、ベルト式無段変速機（以下、CVTという）14、前後進切換装置16、中間ギヤ装置18、および差動歯車装置20を経て駆動軸22に連結された駆動輪24へ伝達されるようになっている。

流体継手12は、エンジン10のクランク軸26と接続されているポンプ羽根車28と、CVT14の入力軸30に固定されポンプ羽根車28からのオイルにより回転させられるタービン羽根車32と、ダンパ34を介して入力軸30に固定されたロックアップクラッチ36と、後述の係合側油路322に接続された係合側油室33および後

述の解放側油路324に接続された解放側油室35とを備えている。流体継手12内は常時作動油で満たされており、たとえば車速V、エンジン回転速度、またはタービン羽根車32の回転速度が所定値以上になると係合側油室33へ作動油が供給されるとともに解放側油室35から作動油が流出されることにより、ロックアップクラッチ36が係合して、クランク軸26と入力軸30とが直結状態とされる。反対に、上記車速V等が所定値以下になると、解放側油室35へ作動油が供給されるとともに係合側油室33から作動油が流出されることにより、ロックアップクラッチ36が解放される。

CVT14は、その入力軸30および出力軸38にそれぞれ設けられた同径の変速プーリ40および42と、それら変速プーリ40および42に巻き掛けられた伝動ベルト44とを備えている。変速プーリ40および42は、入力軸30および出力軸38にそれぞれ固定された固定回転体46および48と、入力軸30および出力軸38にそ

れぞれ軸方向の移動可能かつ軸回りの相対回転不能に設けられた可動回転体50および52とから成り、可動回転体50および52が油圧アクチュエータとして機能する一次側油圧シリンダ54および二次側油圧シリンダ56によって移動させられることによりV溝幅すなわち伝動ベルト44の掛り径(有効径)が変更されて、CVT14の変速比 τ (=入力軸30の回転速度 N_{in} /出力軸38の回転速度 N_{out})が変更されるようになっている。可変プーリ40および42は同径であるため、上記油圧シリンダ54および56は同様の受圧面積を備えている。通常、油圧シリンダ54および56のうちの従動側に位置するものの圧力は伝動ベルト44の張力に関連させられる。

前後進切換装置16は、よく知られたダブルベニオン型遊星歯車機構であって、その出力軸58に固定されたキャリア60により回転可能に支持され且つ互いに噛み合う一対の遊星ギヤ62および64と、前後進切換装置16の入力軸(CVT14の出力軸)38に固定され且つ内周側の遊星

ギヤ62と噛み合うサンギヤ66と、外周側の遊星ギヤ64と噛み合うリングギヤ68と、リングギヤ68の回転を停止するための後進用ブレーキ70と、上記キャリア60と前後進切換装置16の入力軸38とを連結する前進用クラッチ72とを備えている。後進用ブレーキ70および前進用クラッチ72は油圧により作動させられる形式の摩擦係合装置であって、それらが共に係合しない状態では前後進切換装置16が中立状態とされて動力伝達が遮断される。しかし、前進用クラッチ72が係合させられると、CVT14の出力軸38と前後進切換装置16の出力軸58とが直結されて車両前進方向の動力が伝達される。また、後進用ブレーキ70が係合させられると、CVT14の出力軸38と前後進切換装置16の出力軸58との間で回転方向が反転されるので、車両後進方向の動力が伝達される。

第3図は第2図に示す車両用動力伝達装置を制御するための油圧制御回路を示している。オイルポンプ74は本油圧制御回路の油圧源を構成する

ものであって、流体継手12のポンプ羽根車28とともに一体的に連結されることにより、クランク軸26によって常時回転駆動されるようになっている。オイルポンプ74は図示しないオイルタンク内へ還流した作動油をストレーナ76を介して吸入し、また、吸入油路78を介して戻された作動油を吸入して第1ライン油路80へ圧送する。本実施例では、第1ライン油路80内の作動油がオーバーフロー(リリーフ)型式の第1調圧弁100によって吸入油路78およびロックアップクラッチ圧油路92へ漏出させられることにより、第1ライン油路80内の第1ライン油圧 P_1 が調圧されるようになっている。また、減圧弁型式の第2調圧弁102によって第1ライン油圧 P_1 が減圧されることにより第2ライン油路82内の第2ライン油圧 P_2 が調圧されるようになっている。この第2ライン油圧 P_2 は一次側油圧シリンダ54および二次側油圧シリンダ56のうち従動側となる油圧シリンダに供給されて伝動ベルト44に対する挟圧力を制御する制御圧であり、

本実施例では第2調圧弁102が制御圧調圧弁として機能する。

まず、第2調圧弁102の構成を説明する。第4図に示すように、第2調圧弁102は、第1ライン油路80と第2ライン油路82との間を開閉するスプール弁子110、スプリングシート112、リターンスプリング114、プランジャ116を備えている。また、スプール弁子110の軸端には、順に径が大きくなる第1ランド118、第2ランド120、第3ランド122が順次形成されている。第2ランド120と第3ランド122との間には第2ライン油圧 P_{L2} がフィードバック圧として絞り124を通して導入される室126が設けられており、スプール弁子110が第2ライン油圧 P_{L2} により開弁方向へ付勢されるようになっている。また、スプール弁子110の第1ランド118端面側には、絞り128を介して後述の変速比圧 P_r が導かれる室130が設けられており、スプール弁子110が変速比圧 P_r により開弁方向へ付勢されるようになっている。

態とが繰り返されて、第2ライン油圧 P_{L2} が発生させられるのである。上記第2ライン油路82は比較的閉じられた系であるので、第2調圧弁102は上記のように相対的に高い油圧である第1ライン油圧 P_{L1} を減圧することにより第2ライン油圧 P_{L2} を第8図に示すように発生させるのである。

$$P_{L2} = (A_1 \cdot P_{L1} + W - A_2 \cdot P_r) / (A_2 - A_1) \quad \dots (1)$$

なお、上記スプール弁子110の第1ランド118と第2ランド120の間には、後述の第2ライン油圧低下制御弁380を通して信号圧 P_{sig} が導入される室136が設けられており、スプール弁子110がその信号圧 P_{sig} により開弁方向へ付勢されると、その大きさに応じて第2ライン油圧 P_{L2} が補正されるようになっている。この場合における第2ライン油圧特性については後で詳述する。

第2調圧弁102内においてはリターンスプリング114の開弁方向付勢力がスプリングシート112を介してスプール弁子110に付与されている。また、プランジャ116の端面側には後述のスロットル圧 P_{s1} を作用させるための室132が設けられており、スプール弁子110がこのスロットル圧 P_{s1} により開弁方向へ付勢されるようになっている。したがって、第1ランド118の受圧面積を A_1 、第2ランド120の断面の面積を A_2 、第3ランド122の断面の面積を A_3 、プランジャ116の受圧面積を A_4 、リターンスプリング114の付勢力を W とすると、スプール弁子110は次式(1)が成立する位置において平衡させられる。すなわち、スプール弁子110が式(1)にしたがって移動させられることにより、ポート134aに導かれている第1ライン油路80内の作動油がポート134bを介して第2ライン油路82へ流入させられる状態とポート134bに導かれている第2ライン油路82内の作動油がドレンに連通するドレンポート134cへ流される状

第1調圧弁100は、第5図に示すように、スプール弁子140、スプリングシート142、リターンスプリング144、第1プランジャ146、およびその第1プランジャ146の第2ランド155と同径の第2プランジャ148を備えている。スプール弁子140は、第1ライン油路80に連通するポート150aとドレンポート150bまたは150cとの間を開閉するものであり、その第1ランド152の端面にフィードバック圧としての第1ライン油圧 P_{L1} を絞り151を介して作用させるための室153が設けられており、この第1ライン油圧 P_{L1} によりスプール弁子140が開弁方向へ付勢されるようになっている。スプール弁子140と同軸に設けられた第1プランジャ146の第1ランド154と第2ランド155との間にはスロットル圧 P_{s1} を導くための室156が設けられており、また、第2ランド155と第2プランジャ148の間には一次側油圧シリンド54内の油圧 P_{i1} を分岐油路305を介して導くための室157が設けられており、さらに

第2プランジ148の端面には第2ライン油圧 P_{L2} を導入するための室158が設けられている。前記リターンスプリング144の付勢力は、スプリングシート142を介して閉弁方向にスプール弁子140に付与されているので、スプール弁子140の第1ランド152の受圧面積を A_1 、第1プランジ146の第1ランド154の断面積を A_2 、第2ランド155および第2プランジ148の断面積を A_3 、リターンスプリング144の付勢力を W とすると、スプール弁子140は次式(2)が成立する位置において平衡させられ、第1ライン油圧 P_{L1} が調圧される。

$$P_{L1} = \frac{(P_{i1} \text{ or } P_{L2}) \cdot A_1 + P_{L2}(A_2 - A_3) + W}{A_2} \quad \dots (2)$$

上記第1調圧弁100においては、一次側油圧シリンダ54内油圧 P_{i1} が第2ライン油圧 P_{L2} （定常状態では $P_{L2} =$ 二次側油圧シリンダ56内油圧 P_{i2} ）よりも高い場合には、第1プラン

ジ146と第2プランジ148との間が離間して上記一次側油圧シリンダ54内油圧 P_{i1} による推力がスプール弁子140の閉弁方向に作用するが、一次側油圧シリンダ54内油圧 P_{i1} が第2ライン油圧 P_{L2} よりも低い場合には、第1プランジ146と第2プランジ148とが当接することから、上記第2プランジ148の端面に作用している第2ライン油圧 P_{L2} による推力がスプール弁子140の閉弁方向に作用する。すなわち、一次側油圧シリンダ54内油圧 P_{i1} と第2ライン油圧 P_{L2} とを受ける第2プランジ148がそれらの油圧のうちの高い方の油圧に基づく作用力をスプール弁子140の閉弁方向に作用させるのである。なお、スプール弁子140の第1ランド152と第2ランド159との間には、後述の第1ライン油圧低下制御弁440から油路161を介して第2ライン油圧 P_{L2} が供給される室160が設けられている。この室160内に作用している第2ライン油圧 P_{L2} は、第1ライン油圧 P_{L1} を低下させる方向に作用しており、N

（ニュートラル）、P（パーキング）レンジのときに第1ライン油圧低下制御弁440が作動して室160へ第2ライン油圧 P_{L2} が供給されると第1ライン油圧 P_{L1} が低下させられる。この場合における第1ライン油圧特性については後に詳述する。

第3図に戻って、スロットル圧 P_{th} はエンジン10における実際のスロットル弁開度 θ_{th} を表すものであり、スロットル弁開度検知弁180によって発生させられる。また、変速比圧 P_r はCVT14の実際の変速比 γ を表すものであり、変速比検知弁182によって発生させられる。すなわち、スロットル弁開度検知弁180は、図示しないスロットル弁とともに回転させられるカム184と、このカム184のカム面に係合し、このカム184の回転角度と関連して軸方向へ駆動されるプランジ186と、スプリング188を介して付与されるプランジ186からの推力と第1ライン油圧 P_{L1} による推力とが平衡した位置に位置させられることにより第1ライン油圧 P_{L1}

を減圧し、実際のスロットル弁開度 θ_{th} に対応したスロットル圧 P_{th} を発生させるスプール弁子190とを備えている。第6図は上記スロットル圧 P_{th} とスロットル弁開度 θ_{th} との関係を示すものであり、スロットル圧 P_{th} は油路84を通して第1調圧弁100、第2調圧弁102、および第3調圧弁220へそれぞれ供給される。

また、変速比検知弁182は、CVT14の入力側可動回転体50に摺接してその軸線方向の変位置に等しい変位置だけ軸線方向へ移動させられる検知棒192と、この検知棒192の位置に対応して付勢力を伝達するスプリング194と、このスプリング194からの付勢力を受ける一方、第2ライン油圧 P_{L2} を受けて両者の推力が平衡した位置に位置させられることにより、ドレンへの排出流量を変化させるスプール弁子198とを備えている。したがって、たとえば変速比 γ が小さくなってCVT14の入力側の固定回転体46に対して可動回転体50が接近（V溝幅縮小）すると、上記検知棒192が押し込まれる。このた

め、第2ライン油路82からオリフィス196を通して供給され且つスプール弁子198によりドレンへ排出される作動油の流量が減少させられるので、オリフィス196よりも下流側の作動油圧が高められる。この作動油圧が変速比圧(信号) P_r であり、第7図に示すように、変速比 r の減少(増速側への変化)とともに増大させられる。そして、このようにして発生させられた変速比圧 P_r は、油路86を通して第2調圧弁102および第3調圧弁220へ油圧信号としてそれぞれ供給される。

ここで、上記変速比検知弁182は、オリフィス196を通して第2ライン油路82から供給される第2ライン油圧 P_{L2} の作動油の逃がし量を変化させることにより変速比圧 P_r を発生させるものであるから、変速比圧 P_r は第2ライン油圧 P_{L2} 以上の値となることが制限されている一方、前記(i)式に従って作動する第2調圧弁102では変速比圧 P_r の増加に伴って第2ライン油圧 P_{L2} を減少させる。このため、変速比圧 P_r が所定値

まで増加して第2ライン油圧 P_{L2} と等しくなると、それ以降は両者ともに飽和して一定となる。第8図は、第2調圧弁102において、上記の変速比圧 P_r に関連して調圧される第2ライン油圧 P_{L2} の基本出力特性を示している。この基本出力特性は、第2調圧弁102の室136に供給される第4信号圧 P_{s4} が零あるいは一定である場合の作動により得られるものであって、変速比 r が最小値から増加する際に、当初は一定値であるが変速比圧 P_r と一致した後は直線的に増加する折れ線特性である。第9図は、伝動ベルト44の張力を制御するのに必要かつ充分な最適制御圧を示す理想曲線を示しており、上記第2調圧弁102の基本出力特性はその理想曲線に近似させられている。なお、上記のように基本的に近似させられているといっても、上記理想曲線と折れ線状の基本出力特性との間には後述の第23図の破線と実線との差に示すように第2ライン油圧 P_{L2} が理想曲線に対して不要に高められる領域がある。このような破線と実線との差を解消して第2ライ

ン油圧 P_{L2} を理想曲線と一致させるために、後述のように、ロックアップクラッチ36に係合させられている前進走行状態において第4信号圧 P_{s4} が電子制御装置460によってデューティ駆動されることにより調節されるようになっている。

前記第3調圧弁220は、前後進切換装置16の後進用ブレーキ70および前進用クラッチ72を作動させるための最適な第3ライン油圧 P_{L3} を発生させるものである。すなわち、第3調圧弁220は、第1ライン油路80と第3ライン油路88との間を開閉するスプール弁子222、スプリングシート224、リターンスプリング226、プランジャ228を備えている。スプール弁子222の第1ランド230と第2ランド232との間には第3ライン油圧 P_{L3} がフィードバック圧として絞り234を通して導入される室236が設けられており、スプール弁子222が第3ライン油圧 P_{L3} により開弁方向へ付勢されるようになっている。また、スプール弁子222の第1ランド230側には、絞り238を介して変速比圧

P_r が導かれる室240が設けられており、スプール弁子222が変速比圧 P_r により開弁方向へ付勢されるようになっている。第3調圧弁220内においてはリターンスプリング226の開弁方向付勢力がスプリングシート224を介してスプール弁子222に付与されている。また、プランジャ228の端面にスロットル圧 P_{th} を作用させるための室242が設けられており、スプール弁子222がこのスロットル圧 P_{th} により開弁方向へ付勢されるようになっている。また、プランジャ228の第1ランド244とそれより小径の第2ランド246との間には、後進時のみに第3ライン油圧 P_{L3} を導くための室248が設けられている。このため、第3ライン油圧 P_{L3} は、前記(i)式と同様な式から、変速比圧 P_r およびスロットル圧 P_{th} に基づいて最適な値に調圧されるのである。この最適な値とは、前進用クラッチ72或いは後進用ブレーキ70において滑りが発生することなく確実にトルクを伝達できるようにするために必要かつ充分な値である。また、後進時に

においては、上記室248内へ第3ライン油圧P₂が導かれるため、スプール弁222を開弁方向へ付勢する力が増加させられて第3ライン油圧P₂が高められる。これにより、前進用クラッチ72および後進用ブレーキ70において、前進時および後進時にそれぞれ適したトルク容量が得られる。

上記のように調圧された第3ライン油圧P₂は、マニュアルバルブ250によって前進用クラッチ72或いは後進用ブレーキ70へ供給されるようになっている。すなわち、マニュアルバルブ250は、車両のシフトレバー252の操作と関連して移動させられるスプール弁254を備えており、シフトレバー252がNレンジに操作されている状態では第3ライン油圧P₂を出力しないが、L（ロー）、S（セカンド）、D（ドライブ）レンジへ操作されている状態では第3ライン油圧P₂を専ら出力ポート258から前進用クラッチ72、およびリバースインヒビット弁420の室432へ供給すると同時に後進用ブレー

キ70から排油し、R（リバース）レンジへ操作されている状態では第3ライン油圧P₂を出力ポート256から第3調圧弁220、ロックアップ制御弁320、第1ライン油圧低下制御弁440の室452、およびリバースインヒビット弁420のポート422aへ供給するとともに、そのリバースインヒビット弁420を通して後進用ブレーキ70へ供給し、同時に前進用クラッチ72から排油し、Pレンジへ操作されている状態では、前進用クラッチ72および後進用ブレーキ70から共に排油する。なお、アキュムレータ342および340は、緩やかに油圧を立ち上げて摩擦係合を滑らかに進行させるためのものであり、前進用クラッチ72および後進用ブレーキ70にそれぞれ接続されている。また、シフトタイミング弁210は、前進用クラッチ72の油圧シリンダ内油圧の高まりに応じて絞り212を閉じることにより、過渡的な流入流量を調節する。

前記第1調圧弁100により調圧された第1ライン油圧P₁、および第2調圧弁102により調

圧された第2ライン油圧P₂は、CVT14の変速比 τ を調節するために、変速制御弁装置260により一次側油圧シリンダ54および二次側油圧シリンダ56の一方および他方へ供給されている。上記変速制御弁装置260は変速方向切換弁262および流量制御弁264から構成されている。なお、それら変速方向切換弁262および流量制御弁264を駆動するための第4ライン油圧P₄は第4調圧弁170により第1ライン油圧P₁に基づいて発生させられ、第4ライン油路370により導かれるようになっている。

変速方向切換弁262は第1電磁弁266によって制御されるスプール弁であり、流量制御弁264は第2電磁弁268によって制御されるスプール弁である。たとえば、第1電磁弁266がオンであり且つ第2電磁弁268がオフ状態である場合には、第1ライン油路80内の作動油は、変速方向切換弁262、流量制御弁264および二次側油路302を通して二次側油圧シリンダ56へ流入させられる一方、一次側油圧シリンダ54

内の作動油は、一次側油路300、流量制御弁264、および変速方向切換弁262を通してドレンへ排出され、CVT14の変速比 τ は減速方向へ速やかに変化させられる。反対に、第1電磁弁266がオフであり且つ第2電磁弁268がオン状態である場合には、第1ライン油路80内の作動油は、変速方向切換弁262、流量制御弁264および一次側油路300を通して一次側油圧シリンダ54へ流入させられる一方、二次側油圧シリンダ56内の作動油は、二次側油路302、流量制御弁264、および変速方向切換弁262を通して、第2ライン油路82へ排出され、CVT14の変速比 τ は増速方向へ速やかに変化させられる。

第10図は、上記第1電磁弁266および第2電磁弁268の駆動状態とCVT14の変速方向および変速比 τ の変化速度との関係を示している。なお、第1電磁弁266および第2電磁弁268が共にオン状態である変速モード（ハ）の場合には、第2ライン油路82内の作動油はバイパス油

路295において並列に設けられた絞り296およびチェック弁298を通して二次側油圧シリンダ56内へ供給されるとともに、一次側油圧シリンダ54内の作動油はそのピストンの摺動部分などに積極的に或いは必然的に形成された僅かな隙間から徐々に排出されるようになっている。

上記のように、二次側油圧シリンダ56と第2ライン油路82との間にバイパス油路295が設けられているため、流量制御弁264のデューティ駆動に同期して二次側油圧シリンダ56内油圧 P_{oil} に生じる駆動が好適に抑制される。二次側油圧シリンダ56内油圧 P_{oil} のスパイク状の上ピークは絞り296により逃がされ、 P_{oil} の下ピークはチェック弁298を通して補填されるからである。

ここで、CVT14における第1ライン油圧 P_{L1} には、正駆動走行時（駆動トルク T が正の時）には第11図に示すような、また、エンジンプレーキ走行時（駆動トルク T が負の時）には第12図に示すような油圧値が望まれる。第11図およ

び第12図は、いずれも入力軸30が一定の軸トルクで回転させられている状態で変速比 γ を全範囲内で変化させたときに必要とされる油圧値を示したものである。本実施例では、一次側油圧シリンダ54と二次側油圧シリンダ56の受圧面積が等しいので、第11図の正駆動走行時には一次側油圧シリンダ54内の油圧 P_{i1} > 二次側油圧シリンダ56内の油圧 P_{oil} 、第12図のエンジンプレーキ走行時には P_{oil} > P_{i1} であり、いずれも駆動側油圧シリンダ内油圧 > 被駆動側油圧シリンダ内油圧となる。正駆動走行時における上記 P_{i1} は駆動側の油圧シリンダの推力を発生させるものであるため、その油圧シリンダに目標とする変速比 γ を得るための推力が発生し得るように、また動力損失を少なくするために、第1ライン油圧 P_{L1} は上記 P_{i1} に必要かつ十分な余裕油圧 α を加えた値に調圧することが望まれる。しかし、上記第11図および第12図に示す第1ライン油圧 P_{L1} を一方の油圧シリンダ内油圧に基づいて調圧することは不可能であり、このため、本実施例で

は、前記第1調圧弁100には第2プランジャ148が設けられ、 P_{i1} および第2ライン油圧 P_{L2} のうちの何れか高い油圧に基づく付勢力が第1調圧弁100のスプール弁子140へ伝達されるようになっている。これにより、たとえば第13図に示すような、 P_{i1} を示す曲線と P_{oil} を示す曲線とが交差する無負荷走行時においては、第1ライン油圧 P_{L1} が P_{i1} および第2ライン油圧 P_{L2} の何れか高い油圧値に余裕値 α を加えた値に制御される。これにより、第1ライン油圧 P_{L1} は必要かつ十分な値に制御され、動力損失が可及的に小さくされている。因に、第13図の破線に示す第1ライン油圧 P_{L1}' は第2プランジャ148が設けられていない場合のものであり、変速比 γ が小さい範囲では不要に大きな余裕油圧が発生させられている。

前記余裕値 α は、CVT14の変速比変化範囲全域内において所望の速度で変速比 γ を変化させて所望の変速比 γ を得るに足る必要かつ十分な値であり、(2)式から明らかなように、スロットル圧

P_{th} に関連して第1ライン油圧 P_{L1} が高められている。前記第1調圧弁100の各部の受圧面積およびリターンスプリング144の付勢力がそのように設定されているのである。このとき、第1調圧弁100により調圧される第1ライン油圧 P_{L1} は、第14図に示すように、 P_{i1} もしくは P_{oil} とスロットル圧 P_{th} とにしたがって増加するが、スロットル圧 P_{th} に対応した最大値において飽和させられるようになっている。これにより、変速比 γ が最大値となって一次側可変ブリー40のV溝幅の減少が機械的に阻止された状態で、一次側油圧シリンダ54内の油圧 P_{i1} が増大しても、それよりも常に余裕値 α だけ高く制御される第1ライン油圧 P_{L1} の過昇圧が防止されるようになっている。

前記第1調圧弁100において、ポート150bから流出させられた作動油は、ロックアップクラッチ圧油路92に導かれ、ロックアップクラッチ調圧弁310により流体継手12のロックアップクラッチ36を作動させるために適した圧力

のロックアップクラッチ油圧 P_{cl} に調圧されるようになっている。すなわち、上記ロックアップクラッチ圧調圧弁310は、フィードバック圧としてロックアップクラッチ油圧 P_{cl} を受けて開弁方向に付勢されるスプール弁子312と、このスプール弁子312を開弁方向に付勢するスプリング314と、急解放時に後述のロックアップ急解放弁400を通してクラッチ油圧 P_{cl} が供給される室316と、その室316の油圧を受けてスプール弁子312を開弁方向に付勢するプランジャ317とを備えており、スプール弁子312が上記フィードバック圧に基づく推力とスプリング314の推力とが平衡するように作動させられてロックアップクラッチ圧油路92内の作動油を流出させることにより、一定のロックアップクラッチ油圧 P_{cl} が発生させられる。また、急解放時にクラッチ油圧 P_{cl} が室316へ供給されると、ロックアップクラッチ36を一層速やかに解放させるためにクラッチ油圧 P_{cl} が高められる。ロックアップクラッチ圧調圧弁310から流出させられた作

動油は、絞り318および潤滑油路94を通してトランスミッションの各部の潤滑のために送出されるとともに、オイルポンプ74の吸入油路78に還流させられる。

上記のようにして調圧されたロックアップクラッチ油圧 P_{cl} は、ロックアップ制御弁320により流体継手12の係合側油路322および解放側油路324へ択一的に供給され、ロックアップクラッチ36が係合状態または解放状態とされるようになっている。すなわち、ロックアップ制御弁320は、ロックアップクラッチ圧油路92を上記係合側油路322および解放側油路324と択一的に接続するスプール弁子326と、スプール弁子326を解放側へ付勢するスプリング328とを備えている。スプール弁子326の上端面側（スプリング328側）には、Rレンジが選択されたときだけマニュアルバルブ250の出力ポート256から油路257を介して第3ライン油圧 P_{L3} が導入されるが、その他のレンジではドレンされる室334が設けられる一方、スプール弁

子326の下端面側（非スプリング328側）には、ノーマルオープン型の第3電磁弁330がオン状態のときに信号圧 P_{s3} が導入される室332が配設されている。第3電磁弁330がオン状態（閉状態）であるときには絞り331よりも下流側はクラッチ油圧 P_{cl} と等しい信号圧 P_{s3} が発生させられるが、第3電磁弁330がオフ状態（開状態）であるときには絞り331よりも下流側がドレンされて信号圧 P_{s3} が解消されるようになっている。それ等絞り331および第3電磁弁330は信号圧 P_{s3} の発生手段を構成しており、信号圧 P_{s3} は、前記ロックアップ制御弁320のほかに、第2ライン油圧低下制御弁380、ロックアップ急解放弁400、リバースインヒビット弁420へそれぞれ供給される。

したがって、Rレンジ以外のシフトレンジにおいて、第3電磁弁330がオン状態の場合には、室332へ信号圧 P_{s3} が導入されるが、室334は大気圧とされることから、スプール弁子326はスプリング328側へ位置させられるので、

ロックアップクラッチ圧油路92内の作動油が係合側油路322へ供給されて、ロックアップクラッチ36が係合状態とされる。反対に、第3電磁弁330がオフ状態の場合には、室332は大気圧とされることから、スプール弁子326はスプリング328の付勢力に従って第3図の下側へ位置させられるので、ロックアップクラッチ圧油路92内の作動油が解放側油路324へ供給されて、ロックアップクラッチ36が解放状態とされる。また、シフトポジションがRレンジへ変更された場合には、室334へ第3ライン油圧 P_{L3} が供給されるので、信号圧 P_{s3} に基づくスプール弁子326への付勢力よりも第3ライン油圧 P_{L3} 、およびスプリング328に基づく付勢力が大きくなり、第3電磁弁330の開閉状態に関係なく、スプール弁子326が第3図の下側に優先的に位置させられて、ロックアップクラッチ36が解放状態とされる。

なお、係合時において絞り336から流出させられる作動油、および非係合時において係合側油

路322を経てロックアップクラッチ36から戻されることによりロックアップ制御弁320から流出させられる作動油は、クーラ油圧制御弁338により一定値以下に調圧された後、オイルクーラ339を経て図示しないオイルタンクへ還流させられるようになっている。

前記前進用クラッチ72および後進用ブレーキ70にそれぞれ設けられたアキュムレータ342および340の背圧制御を説明する。ロックアップクラッチ圧油路92から絞り344を介して流出した作動油は、ノーマルオープン型の第4電磁弁346にて制御され、第15図に示すように、そのデューティ比 D_{41} に対して油圧が変化させられる。このように第4電磁弁346の駆動デューティ比 D_{41} により調圧される信号圧 P_{41} は、油路348を介してソレノイド圧切換弁350へ導かれる。シフトポジションがP、R、Nレンジである場合には、前進用クラッチ72の油圧シリンダはマニュアルバルブ250によりドレンされるので、上記ソレノイド圧切換弁350は信号圧 P_{41} 、

が油路354を通り第4調圧弁170へ付与されることを許容するとともに、油路356内の油圧をドレンする。しかし、NレンジからD、S、Lレンジへシフトした場合、前進用クラッチ72の油圧シリンダ内油圧が初期時においてアキュムレータ342の緩和作用により所定の函数に従って時間経過とともに上昇し、係合と同時に第3ライン油圧 P_{31} まで上昇する。このことから、前進用クラッチ72の係合以前には、油路348内の信号圧 P_{41} はソレノイド圧切換弁350を通して第4調圧弁170へ付与されるが、前進用クラッチ72が係合状態となると、ソレノイド圧切換弁350は油路354内をドレンするとともに、油路348内の信号圧 P_{41} が油路356を介して第2ライン油圧低下制御弁380およびロックアップ急解放弁400へ導かれることを許容する。

ここで、アキュムレータ340、342の背圧制御は、N→DシフトおよびN→Rシフト時のシフトショック（係合ショック）を軽減するために行うもので、クラッチ係合時に油圧シリンダ内油

圧の上昇を微小時間抑制してショックを緩和する。そこで前進用クラッチ72用のアキュムレータ342の背圧ポート366および後進用ブレーキ70用のアキュムレータ340の背圧ポート368に、第4調圧弁170により制御される第4ライン油圧 P_{41} を変化させて第4ライン油路370を介して供給させ、アキュムレータ342、340による油圧変化緩和作用を制御する。

上記第4調圧弁170は、第1ライン油路80と第4ライン油路370との間を開閉するスプール弁171と、そのスプール弁171を開弁方向に付勢するスプリング172とを備えている。上記スプール弁171の第1ランド173と第2ランド174との間には、フィードバック圧として作用させるために第4ライン油圧 P_{41} を絞り穴175を介して導入する室176が設けられる一方、スプール弁171のスプリング172側の端面には、開弁方向に作用させる信号圧 P_{41} を導入する室177が設けられ、スプール弁171の非スプリング172側の端面は大気開放

されている。このように構成された第4調圧弁170では、スプール弁171が、第4ライン油圧 P_{41} に対応したフィードバック圧に基づく開弁方向の付勢力と、スプリング172による開弁方向の付勢力および信号圧 P_{41} に基づく開弁方向の付勢力とが平衡するように作動させられる結果、第4ライン油圧 P_{41} は信号圧 P_{41} に対応した圧に調圧される。すなわち、N→DシフトおよびN→Rシフト時においてソレノイド圧切換弁350を通して信号圧 P_{41} が第4調圧弁170へ供給されている間は、第16図に示すように、第4ライン油圧 P_{41} は第4電磁弁346のデューティ比 D_{41} に対応した値に制御されるので、シフトショック（係合ショック）を軽減するために適した背圧を発生させるように第4電磁弁346がデューティ駆動される。また、前進用クラッチ72内の油圧が第3ライン油圧 P_{31} まで上昇することにより、第4調圧弁170へ供給されている信号圧 P_{41} がソレノイド圧切換弁350により遮断されて室177内が大気開放されると、

第4ライン油圧 P_{L4} は、スプリング172の開弁方向の付勢力に対応した比較的低い 4 kg/cm^2 程度の一定の圧力に制御される。この一定の圧力に調圧された第4ライン油圧 P_{L4} は、専ら変速方向切換弁262および流量制御弁264の駆動油圧として利用される。なお、油路354に設けられたアキュムレータ372は、第4電磁弁346のデューティ駆動周波数に関連した信号圧 P_{s4} の脈動を吸収させるためのものである。

第3図に戻って、第2ライン油圧低下制御弁380は、第2ライン油圧 P_{L2} を最適制御圧 P_{s2} に近似させるために或いは二次側油圧シリンダ56内に発生する遠心油圧による影響を防止するために第2ライン油圧 P_{L2} を低下させる場合に、第4電磁弁346により発生させられる信号圧 P_{s4} を第2調圧弁102の室136に作用させる。第2ライン油圧低下制御弁380は、油路356と連通するポート382a、油路384を介して第2調圧弁102の油圧室136と連通するポート382b、およびドレンポート382cと、移動

ストロークの上端である第1位置と移動ストロークの下端である第2位置との間において摺動可能に配設されたスプール弁子386と、このスプール弁子386を第2位置へ向かって付勢するスプリング388とを備えている。このため、第3電磁弁330がオフ状態(閉状態)では室390内が排圧され、スプール弁子386は第2位置に位置させられてポート382bと382cとが連通して第2調圧弁102の油圧室136内がドレンされるので、第2ライン油圧 P_{L2} は(1)式に従って制御される。しかし、第3電磁弁330がオン状態(閉状態)では、スプール弁子386の下端側の室390に信号圧 P_{s3} (クラッチ圧 P_{cl})が導入されて、スプール弁子386は第1位置に位置させられてポート382aと382bとが連通させられる。このとき、前進用クラッチ72が係合状態であると、第4電磁弁346の駆動デューティ比に対応して発生させられる信号圧 P_{s4} が油路348、356、ポート382a、382b、油路384を介して第2調圧弁102の油圧

室136内へ供給される。このクラッチ圧 P_{cl} は第2調圧弁102のスプール弁子110を開弁方向へ付勢するから、次式(3)に従って第2ライン油圧 P_{L2} が調圧され、第17図の一点鎖線に示すように、実線に示される通常の第2ライン油圧 P_{L2} に比較して低くされる。なお、第3電磁弁330がオン状態であっても、第4電磁弁346がオフ状態であれば、第2ライン油圧 P_{L2} は前記(1)式に従って通常通り制御される。

$$P_{L2} = \left[(A_4 \cdot P_{s4} + W - A_1 \cdot P_r) - (A_2 - A_1) \cdot P_{cl} \right] / (A_3 - A_2) \quad \dots (3)$$

次に、ロックアップクラッチ36の解放応答性を高めるために設けられているロックアップ急解放弁400は、クラッチ圧油路92と連通するポート402a、ロックアップクラッチ圧調圧弁310のプランジャ317の端面の油圧室316に油路404を介して連通するポート402b、ドレンポート402c、およびロックアップクラッ

チ36への係合側油路322に連通するポート402dと、移動ストロークの上端である第1位置と下端である第2位置との間で摺動可能に配設されたスプール弁子406と、このスプール弁子406を第2位置へ向かって付勢するスプリング408とを備えている。上記スプール弁子406の下端側の室410は、前進用クラッチ72の係合状態において、第4電磁弁346がオン状態であるときには信号圧 P_{s4} (クラッチ圧 P_{cl})が導かれ、オフ状態であるときには排圧される。また、スプール弁子406の上端側(スプリング408側)の室412は、第3電磁弁330がオン状態であるときには信号圧 P_{s3} (クラッチ圧 P_{cl})が導かれ、オフ状態であるときには排圧される。ロックアップ急解放弁400は、上記第3電磁弁330および第4電磁弁346により制御されるのであるが、第3電磁弁330がオフ状態且つ第4電磁弁346がオン状態のときのみ、スプール弁子406が第1位置に位置させられ、クラッチ圧 P_{cl} がポート402a、ポート402b、油路

404を介してクラッチ圧調圧弁310の油圧室316へ導かれてクラッチ圧 P_{cl} が上昇させられると同時に、係合側油路322を通して流体継手12の係合側油室33から排出される作動油がポート402dおよび402cを介してクーラ339の上流側からドレンされるので、ロックアップクラッチ36が急速に解放される。なお、第3電磁弁330および第4電磁弁346の他の状態のときは、スプール弁子406は第2位置に位置させられている。このとき、ロックアップ急解放弁400により流体継手12の係合側油室33から排出される作動油の流通抵抗が減少させられるだけでなく、ロックアップクラッチ圧調圧弁310により流体継手12の解放側油室35へ供給されるクラッチ圧 P_{cl} が高められるので、ロックアップクラッチ36の高い解放応答性が得られる。

前進走行中においてリバースを禁止するために設けられたリバースインヒビット弁420は、マニュアルバルブ250がRレンジにあるときにその出力ポート256から第3ライン油圧 P_{L3} が

供給されるポート422a、後進用ブレーキ70の油圧シリンダと油路423を介して連通するポート422b、およびドレンポート422cと、移動ストロークの上端である第1位置と下端である第2位置との間で揺動可能に配設されたスプール弁子424と、このスプール弁子424を第1位置に向かって付勢するスプリング426とを備えている。上記スプール弁子424の上端側の室428は、第3電磁弁330がオン状態であるときに油路430を介して信号圧 P_{sig} （クラッチ圧 P_{cl} ）が導かれ、オフ状態であるときには排圧される。スプール弁子424の他端側（スプリング426側）の室432には、マニュアルバルブ250がD、S、Lレンジにあるときに第3ライン油圧 P_{L3} がその出力ポート258から導入される。このように構成されたリバースインヒビット弁420においては、上記室432内の第3ライン油圧 P_{L3} が排圧され且つ上記室428に信号圧 P_{sig} （クラッチ圧 P_{cl} ）が導かれることによりスプール弁子424が第2位置（下端）に位

置させられると、ポート422aおよびポート422b間の連通が断たれることにより後進用ブレーキ70への作動油供給が遮断され且つポート422cおよびポート422b間が連通させられることにより後進用ブレーキ70の油圧シリンダ内の作動油がドレンされるので、前後進切換装置16の後進への切換えが禁止される。したがって、車両前進走行中においてシフトレバー252がDレンジからNレンジを通り越してRレンジへ誤操作された場合には、後述の電子制御装置460によって第3電磁弁330がオン状態とされることにより前後進切換装置16がニュートラル状態とされる。

シフト位置がN若しくはPレンジであるときに第1ライン油圧 P_{L1} を所定圧低下させてベルト騒音を抑制するために設けられた第1ライン油圧低下制御弁440は、ドレンポート442a、第1調圧弁100の第1ランド152と第2ランド159との間の室160と油路161を介して連通するポート442b、および第2ライン油路8

2と連通するポート442cと、ブランジャ444と、第2ライン油路82と上記第1調圧弁100の室160との間を開閉するスプール弁子446と、スプール弁子446を開弁方向へ付勢するスプリング448とを備えている。上記ブランジャ444の下端面の室450は、前進レンジのときに第3ライン油圧 P_{L3} を出力するマニュアルバルブ250の出力ポート258と連通させられ、また、ブランジャ444とスプール弁子446との間の室452は、Rレンジのときに第3ライン油圧 P_{L3} を出力するマニュアルバルブ250の出力ポート256と連通させられている。したがって、D、S、L、Rレンジでは、スプール弁子446が上端に位置させられて第1調圧弁100の室160内はドレンポート442aを通して大気圧とされ、第1ライン油圧 P_{L1} は前記(2)式に従って通常の値に調圧される。しかし、N、Pレンジでは、スプール弁子446が下端に位置させられて第1調圧弁100の室160内には第2ライン油圧 P_{L2} が供給される。このため、第1調圧

弁100のスプール弁子140が上記室160内に作用する第2ライン油圧 P_{L2} に基づいて開弁方向へ付勢されるので、第1ライン油圧 P_{L1} が低下させられる。これにより、伝動ベルト44に対する挟圧力がすべりを発生しない範囲で可及的に低くされ、ベルトの騒音レベルが低下させられるのに加えて、伝動ベルト44の耐久性が高められる。

第2図において、電子制御装置460は、第3図の油圧制御回路における第1電磁弁266、第2電磁弁268、第3電磁弁330、第4電磁弁346を駆動することにより、CVT14の変速比 r および流体継手12のロックアップクラッチ36などを制御する。電子制御装置460は、CPU、RAM、ROM等から成る所謂マイクロコンピュータを備えており、それには、駆動輪24の回転速度を検出する車速センサ462、CVT14の入力軸30および出力軸38の回転速度をそれぞれ検出する入力軸回転センサ464および出力軸回転センサ466、エンジン10の吸気配

管に設けられたスロットル弁の開度を検出するスロットル弁開度センサ468、シフトレバー252の操作位置を検出するための操作位置センサ470、ブレーキペダルの操作を検出するためのブレーキスイッチ472、エンジン10の回転速度を検出するためのエンジン回転センサ474から、車速 V を表す信号、入力軸回転速度 N_{in} を表す信号、出力軸回転速度 N_{out} を表す信号、スロットル弁開度 θ_{sl} を表す信号、シフトレバー252の操作位置 P を表す信号、ブレーキ操作を表す信号、エンジン回転速度 N_e を表す信号がそれぞれ供給される。電子制御装置460内のCPUはRAMの一時記憶機能を利用しつつROMに予め記憶されたプログラムに従って入力信号を処理し、前記第1電磁弁266、第2電磁弁268、第3電磁弁330、第4電磁弁346を駆動するための信号を出力する。

電子制御装置460においては、電源投入時において初期化が実行され、その後図示しないメインルーチンが実行されることにより、各センサか

らの入力信号等が読み込まれる一方、その読み込まれた信号に基づいて入力軸30の回転速度 N_{in} 、出力軸38の回転速度 N_{out} 、CVT14の変速比 r 、車速 V 等が算出され、且つ入力信号条件に従って、ロックアップクラッチ36のロックアップ制御、ベルト挟圧力最適化制御、CVT14の変速制御などが順次あるいは選択的に実行される。

上記ロックアップ制御では、たとえば車速 V が予め定められた係合用判断基準値を超えると第3電磁弁330をオン状態としてロックアップクラッチ36に係合状態とされるが、車速 V が予め定められた解放用判断基準値を下まわったり或いは制動操作などの他の条件が成立すると第3電磁弁330をオフ状態としてロックアップクラッチ36が解放状態とされる。

また、上記CVT14の変速制御では、たとえば、エンジン10を最適燃費率および運転性が最適に得られるように予め求められた関係から実際のスロットル弁開度 θ_{sl} および車速 V に基づいて目標入力軸回転速度 N_{in}^* が決定され、この目標

入力軸回転速度 N_{in}^* と実際の入力軸回転速度 N_{in} とが一致するように、前記第10図の変速モードの何れかが決定され、そのモードに対応して第1電磁弁266および第2電磁弁268が駆動される。また、この変速制御では、所定の条件に従って第18図の制御モードが選択され、そのモードに対応して第3電磁弁330および第4電磁弁346が駆動される。

また、上記ベルト挟圧力制御では、第19図に示すベルト挟圧力最適化ルーチンが実行される。まず、図のステップS1においては、たとえば第20図に示す予め記憶された関係から実際のエンジン回転速度 N_e およびスロットル弁開度 θ_{sl} に基づいてエンジン10の出力トルク T_e が算出される。このエンジン10の出力トルク T_e は、CVT14の入力トルク T_{in} でもある。

続くステップS2では、伝動ベルト44が滑らないでトルクを伝達できる可及的に小さい理想的挟圧力を得るための第2ライン油圧 P_{L2} の修正目標値 P_x が第21図に示す計算ルーチンにおい

て目標値である理論値 P_0 に基づいて算出される。すなわち、第21図のステップS2-1では、上記エンジン10の実際の出力トルク T_0 が零以上であるか否かが判断される。出力トルク T_0 が零以上であると判断された場合には車両の正トルク走行状態であるので、ステップS2-2において推力比 r の内容が「1」とされるが、出力トルク T_0 が零以上でないと判断された場合には車両の負トルク走行（エンジンプレーキ走行）状態であるので、ステップS2-3において推力比 r の内容が第22図に示す予め記憶された関係から実際の変速比 r に基づいて決定される。次いで、ステップS2-4では、次式(4)に示す予め記憶された関係から、図示しないステップにより算出された実際の変速比 $r (=N_{i0}/N_{o0})$ 、ステップS1にて算出された出力トルク T_0 、出力軸38の回転速度 N_{o0} に基づいて、第2ライン油圧 P_{L2} の理論値 P_0 が算出される。すなわち、このステップS2-4は本実施例の制御圧の目標値算出手段に対応している。

また、上記(4)式の第2項は、二次側油圧シリンダ56に発生する遠心油圧に起因して増加する推力分だけ差し引くことにより遠心油圧を補償するために設けられたものである。

続くステップS2-5では、前回のサイクルにおいて算出された目標値 P_0 と今回のサイクルにおいて算出された目標値 P_0 との差分 δP_0 が算出されるとともに、ステップS2-6では、今回のサイクルに算出された目標値 P_0 が次のサイクルに備えて P_0 とされる。そして、ステップS2-7では、フラグFの内容が「1」であるか否かが判断される。このフラグFは、目標値 P_0 が急激に減少した状態を示すものである。

当初はフラグFの内容が「1」ではないので、ステップS2-8において前記差分 δP_0 が予め記憶された一定の判断基準値 α 以上であるか否かが判断される。この判断基準値 α は、たとえば第2調圧弁102のアンダーシュートや応答遅れに拘わらず伝動ベルト44の滑りを発生させない減少率のうちの最大の値に設定される。

$$P_0 = K_1 \cdot (1 + r) \cdot r \cdot T_0 \cdot \frac{1}{N_{o0}^2} + \Delta P \quad \dots (4)$$

但し、 K_1 および K_2 は定数、 ΔP は余裕油圧である。

たとえばCVT14の入力トルクを T_{i0} 、伝動ベルト44の摩擦係数を μ 、可変プーリ40、42のくさび角を α 、可変プーリ42の掛り径を D_{o0} 、余裕率を K' とすると、伝動ベルト44の滑りを発生させない二次側油圧シリンダ56の推力 W_{o0} は次式(5)で理論的に与えられ、上記(4)式の第1項は、上記推力 W_{o0} を得るために(5)式を近似し且つ二次側油圧シリンダ56の受圧面積で除することにより得られたものである。

$$W_{o0} = \frac{T_{i0} \cdot r \cdot (\cos \alpha - \mu \sin \alpha)}{D_{o0} \cdot \mu} \cdot K' \quad \dots (5)$$

上記ステップS2-8において、前記差分 δP_0 が判断基準値 α 以上でないと判断された場合には、ステップS2-9においてフラグFの内容が「0」にセットされるが、前記差分 δP_0 が判断基準値 α 以上であると判断された場合には、ステップS2-10においてフラグFの内容が「1」にセットされる。そして、ステップS2-11において修正目標値 P_x の内容が目標値 P_0 とされた後、次のステップが実行される。

しかし、前記ステップS2-7においてフラグFの内容が「1」であると判断された場合には、ステップS2-12において修正目標値 P_x の内容が予め定められた小さな減少値 ϵ だけ差し引かれる。この減少値 ϵ は、修正目標値 P_x の減少速度を決定する値であり、第2調圧弁102のアンダーシュートや応答遅れによる修正目標値 P_x と実際の第2ライン油圧 P_{L2} との差が発生しないように適宜決定される。そして、ステップS2-13において目標値 P_0 が修正目標値 P_x 以上であるか否かが判断される。このステップS2-1

3の判断が否定された場合には、修正目標値 P_x が前記ステップS2-4において算出された目標値 P_o に到達しない状態であるので、次のステップが実行される。しかし、上記ステップS2-13の判断が肯定された場合には、修正目標値 P_x が前記ステップS2-4において算出された目標値 P_o に到達した状態であるので、ステップS2-14においてフラグFの内容が「0」にリセットされた後、ステップS2-15において修正目標値 P_x の内容が目標値 P_o とされる。

以上のようにして修正目標値 P_x が算出されると、第19図のステップS3において、第2調圧弁102の基本出力圧 P_{base} 、すなわち第2調圧弁102の室136に信号圧 P_{sig} が供給されていない状態でその弁構成から機械的に定まるメカ設定圧が予め記憶された関係から実際の変速比 r およびスロットル弁開度 θ_{sl} に基づいて算出される。この関係は、たとえば第23図の実線に示すものであり、次式(6)に示すようにデータマップの形態で記憶されている。

P_{L2} （制御圧）を制御する制御圧制御手段に対応する。

$$P_{down} = P_{base} - P_x \quad \dots (7)$$

$$I_{sig} = g(P_{down}) \quad \dots (8)$$

そして、ステップS6においては上記駆動信号 I_{sig} が出力される。

本実施例によれば、車両のロックアップクラッチ36が係合している前進走行状態において以上の作動が繰り返し実行されることにより、第2ライン油圧 P_{L2} が第23図の破線に示す修正目標値 P_x に対して精度よく近似させられるので、オイルポンプ74を駆動するための動力損失が可及的に小さくされるのである。すなわち、第2調圧弁102の機械的構成によって定まる基本出力圧 P_{base} と最適な修正目標値 P_x との差 P_{down} が解消されるように、換言すれば伝動ベルト44に対する挟圧力、すなわち伝動ベルト44の張力を制

$$P_{base} = map(r, \theta_{sl}) \quad \dots (6)$$

続くステップS4では、第2調圧弁102の基本出力圧 P_{base} と前記ステップS2において算出された修正目標値 P_x との差、すなわち基本出力圧 P_{base} から低下させるべき低下油圧値 P_{down} が次式(7)から算出される。すなわち、このステップS4においては、第23図の実線に示す第2調圧弁102の基本出力圧 P_{base} と破線に示す修正目標値 P_x との差が、上記低下油圧値 P_{down} として算出されるのである。

次いでステップS5においては、その低下油圧値 P_{down} を解消させるために、換言すれば第2ライン油圧 P_{L2} を修正目標値 P_x とするために、第4電磁弁346の駆動信号（デューティ比） I_{sig} がたとえば第24図に示す予め記憶された関係(8)から低下油圧値 P_{down} に基づいて決定される。本実施例では、上記ステップS3、S4、S5が伝動ベルト44の挟圧力に関連する第2ライン油圧

制御するための第2ライン油圧 P_{L2} が修正目標値 P_x となるように、電子制御装置460によって第4電磁弁346が駆動信号 I_{sig} により駆動される。これにより、その第4電磁弁346により発生させられた信号圧 P_{sig} に基づいて第2調圧弁102が第2ライン油圧 P_{L2} を調圧して、第2ライン油圧 P_{L2} が修正目標値 P_x に高精度で近似させられるのである。

ここで、車両の走行中において、図示しないアクセルペダルが踏込状態から急に戻されてから再び踏み込まれて、第25図に示すようにスロットル弁開度 θ_{sl} が急速に小さくなってから再度大きくなった場合には、そのスロットル弁開度 θ_{sl} とともにエンジン10の出力トルク T_e が急激に変化するので、目標圧 P_o を緩やかに修正しない従来の装置では、第25図の1点鎖線に示す目標圧 P_o となるように信号圧 P_{sig} が第2調圧弁102に供給される結果、第25図の曲線に示すように第2ライン油圧 P_{L2} が変化する。このため、第2調圧弁102の出力圧のアンダーシュートや

応答遅れが発生して、第25図の斜線領域に示すように、第2ライン油圧 P_{L2} が目標圧 P_0 より低くなった不足領域が発生し、伝動ベルト44のすべりが発生する場合があったのである。

しかし、本実施例によれば、第26図に示すように、破線に示す目標圧 P_0 がスロットル弁開度 θ_{th} (スロットル圧 P_{th})に関連して急激に減少すると、目標値急減少判定手段に対応する第21図のステップS2-8により目標値 P_0 が急激に減少したことが判断されるとともに、目標値修正手段に対応するステップS2-12により修正目標値 P_x が目標値 P_0 よりも緩やかに減少させられる。そして、制御圧制御手段に対応する第19図のステップS3乃至S5によりその修正目標値 P_x が得られるように第2ライン油圧 P_{L2} が調圧される。すなわち、目標値算出手段に対応するステップS2-4により算出された目標値 P_0 に替えて、第26図の曲線に示すように修正目標値 P_x に沿って第2ライン油圧 P_{L2} が変化させられるのである。これにより、第2ライン油圧 P_{L2}

が目標圧 P_0 より低くなる不足領域の発生が解消され、上記のような過渡状態における伝動ベルト44のすべりが解消されるのである。

以上、本発明の一実施例を図面に基づいて説明したが、本発明はその他の態様においても適用される。

たとえば、前述の実施例においては、スロットル圧 P_{th} および変速比 P_r に基づいて基本出力圧 P_{base} を発生させるとともに、室136に信号圧 P_{sig} が供給されることによりその基本出力圧 P_{base} よりも低い修正目標値 P_x を第2ライン油圧 P_{L2} として発生させる第2調圧弁102が制御圧調圧弁として用いられていたが、特開昭62-196445号の第2図に記載されているような電子制御装置から供給される信号に基づいて第2ライン油圧 P_{L2} を連続的に制御する圧力制御サーボ弁が用いられてもよいのである。

また、前述の実施例においては、第2ライン油圧 P_{L2} の調圧に際しては、所謂オープンループ方式が採用されていたが、実際の第2ライン油圧

P_{L2} を検出する圧力センサを設け、その実際の第2ライン油圧 P_{L2} と修正目標値 P_x との偏差が解消されるようにフィードバック制御させてもよいのである。

また、特開昭58-191358号に記載されているように、伝動ベルト44の挟圧力を調節する制御圧が常時二次側油圧シリンダ56に作用させられる形式の油圧回路にも、本発明が適用される。

また、前述の実施例の第(4)式には、遠心油圧を補償するための右辺第2項が設けられているが、その遠心油圧による推力を相殺する推力を作用させる遠心油圧を発生するための補償室を二次側油圧シリンダ56に備えた形式のCVTを搭載した車両や、それほど高速走行しない車両などにおいては上記第2項が省略されてもよいのである。

また、前述の実施例においては、第2調圧弁102においてCVT14の入力トルクを表す変数としてスロットル圧 P_{th} が用いられていたが、アクセルペダルの踏込量を表す信号圧や、エンジン

10の吸気管負圧や燃料噴射量を表す信号圧が用いられてもよいし、トルクコンバータを用いる場合には、そのステータ反力を表す信号圧が用いられてもよい。

また、前述の実施例におけるCVT14の変速制御では、目標入力軸回転速度 N_{in}^* に実際の入力軸回転速度 N_{in} が一致するように制御されていたが、変速比 $r = N_{in} / N_{out}$ であるから、目標変速比 r^* に実際の変速比 r が一致するように変速比 r を調節するように制御されていても実質的に同じである。

なお、上述したのはあくまでも本発明の一実施例であり、本発明はその精神を逸脱しない範囲において種々変更が加えられ得るものである。

4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明に関する主要図である。第2図は本発明の一実施例の油圧制御装置が備えられた車両用動力伝達装置を示す骨子図である。第3図は第2図の装置を動作させるための油圧制御装置を詳細に示す回路図である。第4図は第3図の第

2 調圧弁を詳しく示す図である。第5図は第3図の第1調圧弁を詳しく示す図である。第6図は第3図のスロットル弁開度検知弁の出力特性を示す図である。第7図は第3図の変速比検知弁の出力特性を示す図である。第8図は第4図の第2調圧弁の出力特性を示す図である。第9図は第2ライン油圧の理想特性を示す図である。第10図は、第3図の変速制御弁装置における第1電磁弁および第2電磁弁の作動状態と第2図のC V Tのシフト状態との関係を説明する図である。第11図、第12図、第13図は、第2図のC V Tの変速比と各部の油圧値との関係を説明する図であって、第11図は正トルク走行状態、第12図はエンジンブレーキ走行状態、第13図は無負荷走行状態をそれぞれ示す図である。第14図は、第5図の第1調圧弁における一次側油圧シリンダ内油圧または第2ライン油圧に対する出力特性を示す図である。第15図は、第3図の油圧回路において第4電磁弁のデューティ比とそれに関連して連続的に変化させられる油圧との変化特性を示す図であ

る。第16図は、第3図の油圧回路において第4電磁弁のデューティ比とそれに関連して連続的に変化させられる第4ライン油圧との変化特性を示す図である。第17図は、車速（遠心油圧）に関連して変化する第2ライン油圧を説明する図である。第18図は、制御モード（A）、（B）、（C）、（D）、（E）における第3電磁弁および第4電磁弁の作動状態を示す図である。第19図は、第2図の電子制御装置の作動の要部を説明するフローチャートである。第20図は第2図の電子制御装置に予め記憶されたエンジンの出力トルク特性を示す図である。第21図は第19図のステップS2において修正目標値を算出するためのルーチンを示す図である。第22図は第21図のステップS2-3において用いられる関係を示す図である。第23図は第3図の第2調圧弁の基本出力圧特性を示す図である。第24図は第3図の第4電磁弁の駆動信号とこの第4電磁弁により発生させられる信号圧により得られる第2ライン油圧の低下油圧値との関係を示す図である。第2

5図は従来の装置においてスロットル弁開度が急激に変化したときの目標圧と実際の第2ライン油圧との関係を示すタイムチャートである。第26図は第2図の実施例における第25図に相当する図である。

14：C V T（ベルト式無段変速機）

40、42：可変プーリ

44：伝動ベルト

56：二次側油圧シリンダ（油圧アクチュエータ）

102：第2調圧弁（制御圧調圧弁）

P_{L2}：第2ライン油圧（制御圧）

ステップS2-4：目標値算出手段

ステップS2-8：目標値急減少判定手段

ステップS2-12：目標値修正手段

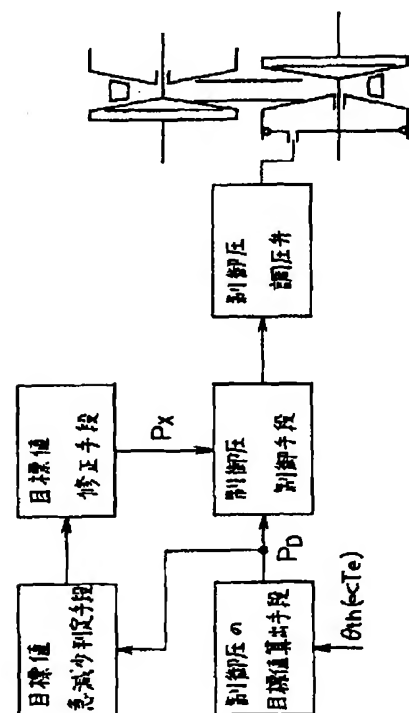
ステップS3、S4、S5：制御圧制御手段

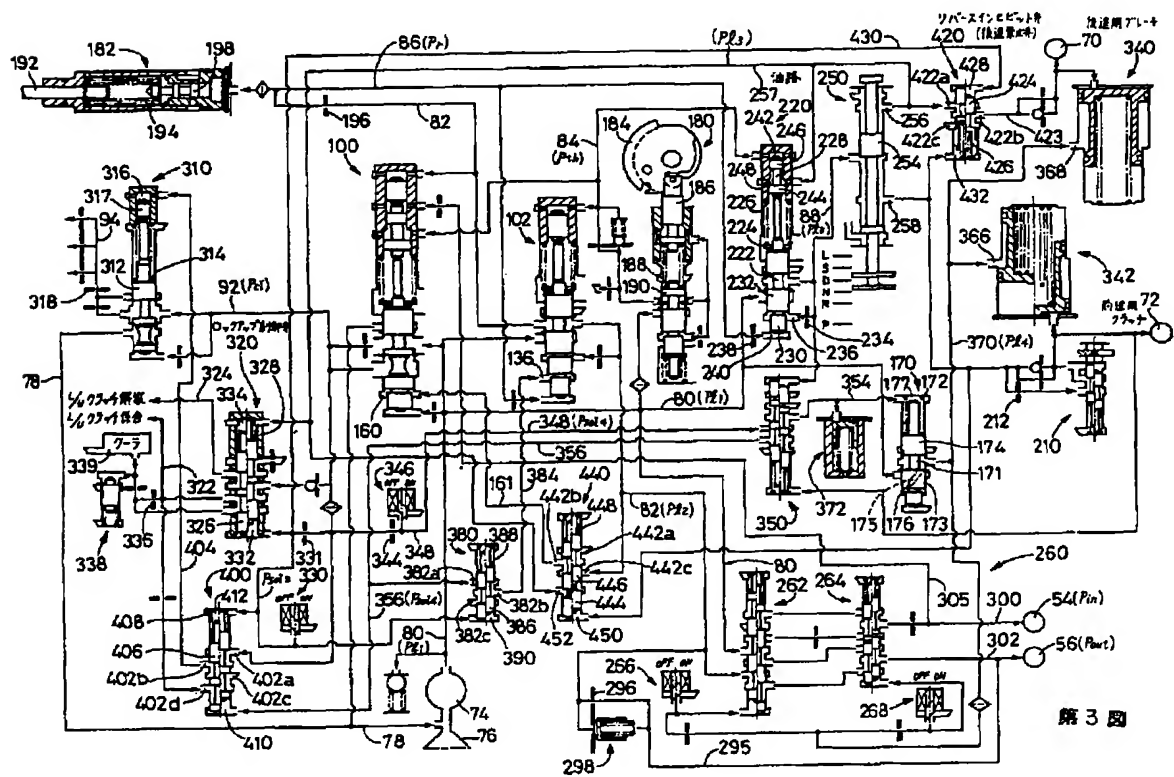
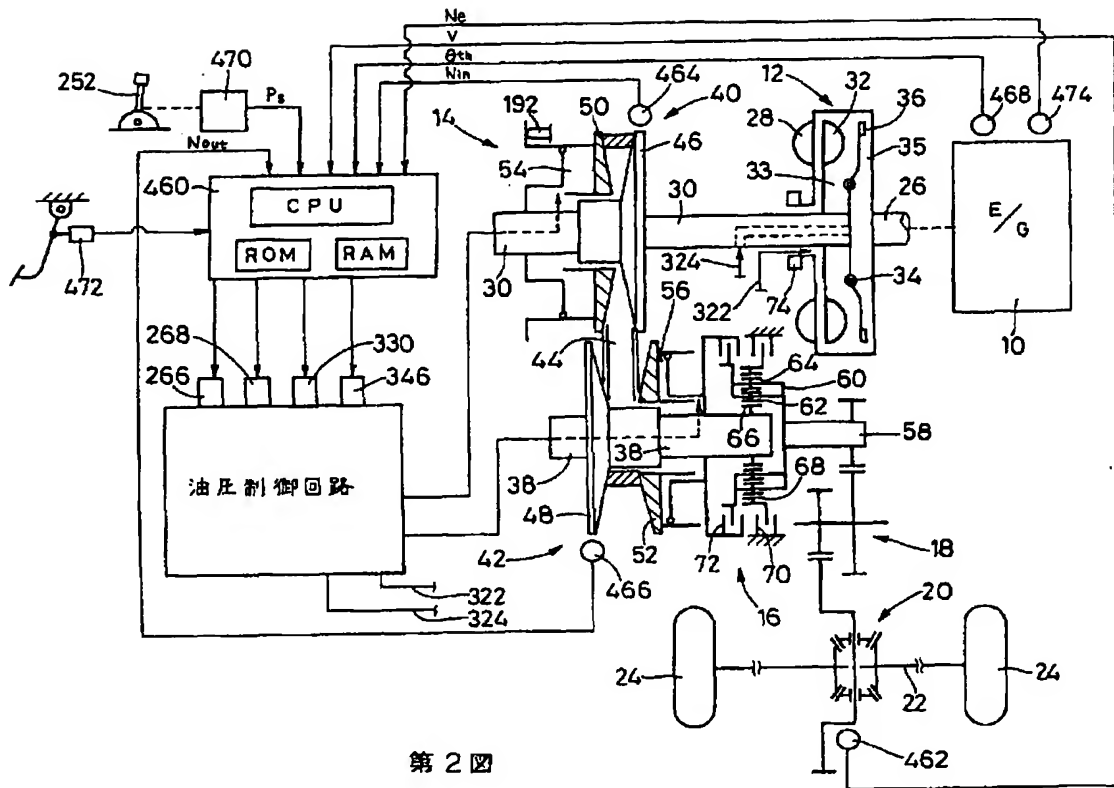
出願人 トヨタ自動車株式会社

代理人 弁理士 池田 治 幸
(ほか2名)

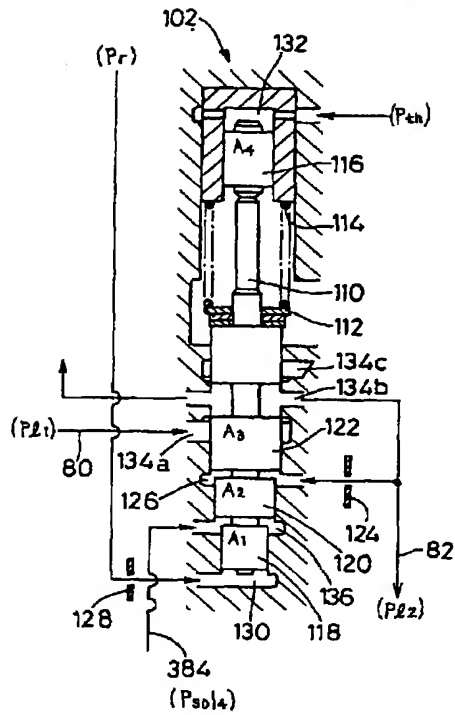


第1図

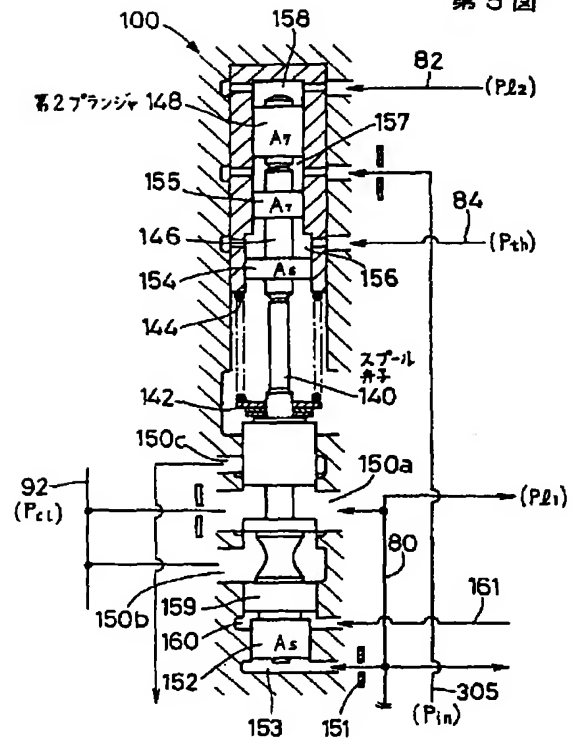




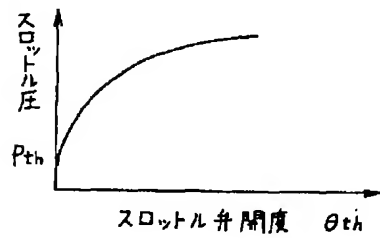
第4図



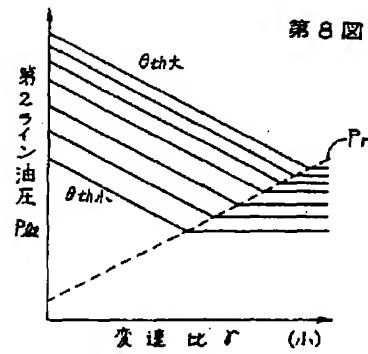
第5図



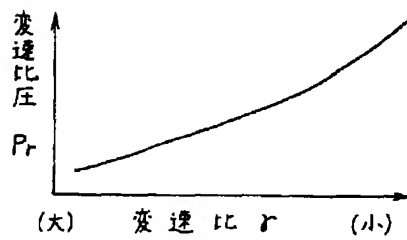
第6図



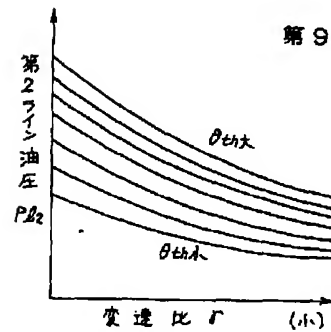
第8図



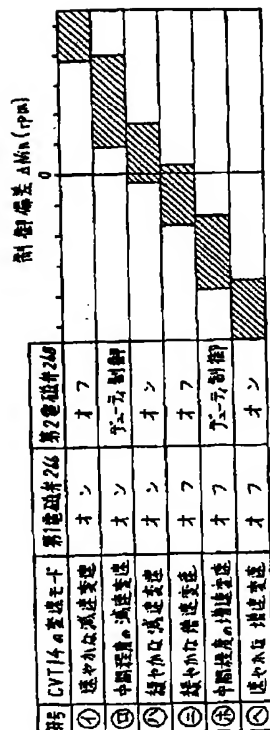
第7図



第9図

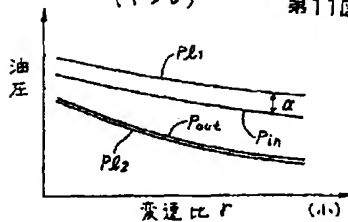


第10図



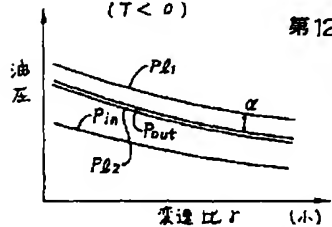
($T > 0$)

第11図

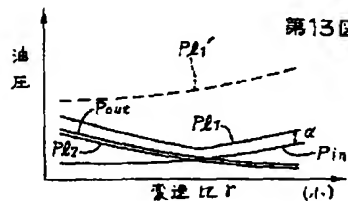


($T < 0$)

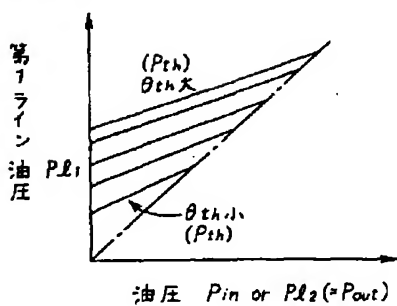
第12図



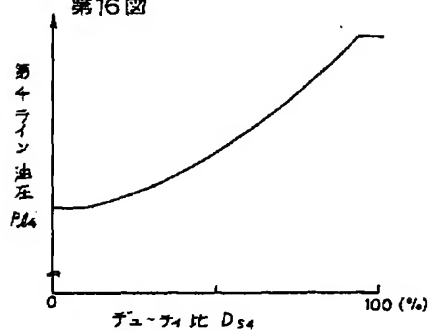
第13図



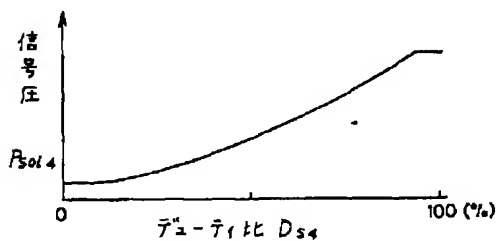
第14図



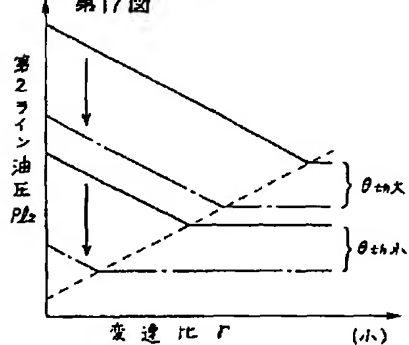
第16図



第15図



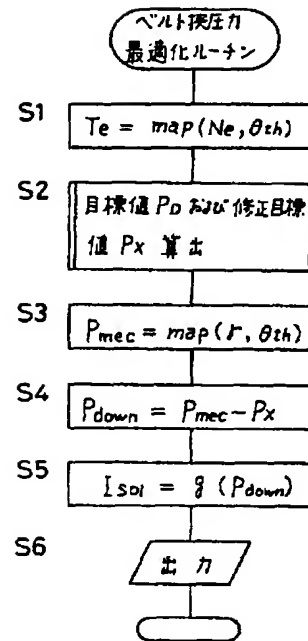
第17図



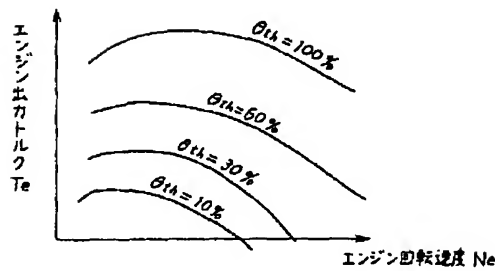
第18図

方式	モード	第3電磁弁 330	第4電磁弁 346	ロッドアソシエ (R.L.S.A.)	リパース禁止 (R.L.S.)	第2ライン油圧 低下制御
A	ロッドアソシエ	オフ	オフ	オフ	オフ	オフ
B	ロッドアソシエ	オフ	オン	オフ	オフ	オフ
C	リパース禁止	オフ	オフ	オン	オフ	オフ
D	リパース禁止	オン	オフ	オン	オン	オフ
E	第2ライン油圧低下	オン	オン	オン	オン	オン

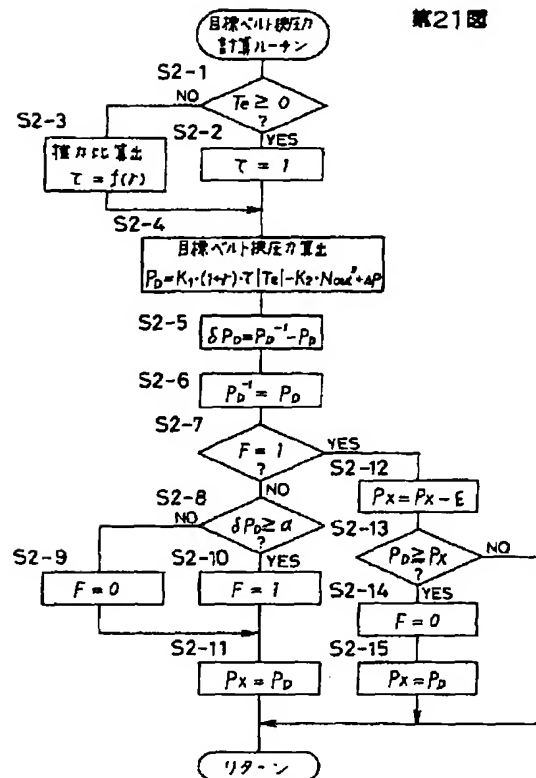
第19図



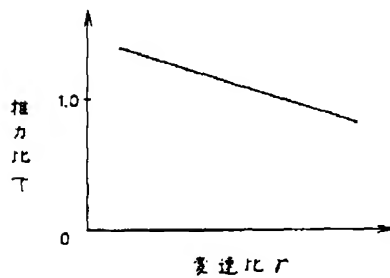
第20図



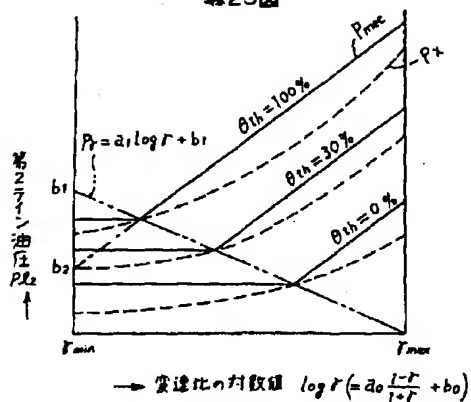
第21図



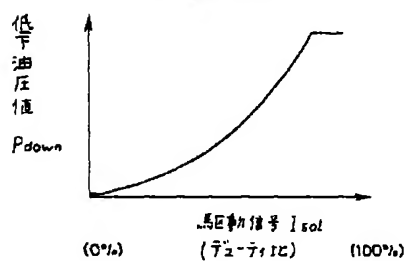
第22図



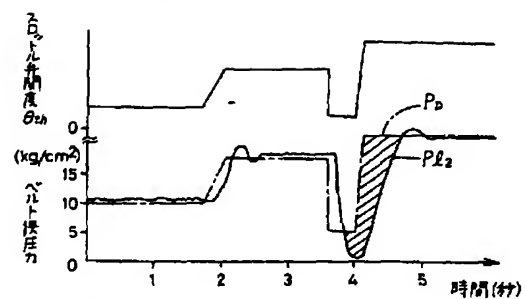
第23図



第24図



第25図



第26図

